



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Übersetzung der  
europäischen Patentschrift

⑤1 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
F 16 H 3/66

⑧7 EP 0 370 638 B1

⑩ DE 689 07 319 T 2

②1	Deutsches Aktenzeichen:	689 07 319.4
⑧6	Europäisches Aktenzeichen:	89 311 196.3
⑧6	Europäischer Anmeldetag:	30. 10. 89
⑧7	Erstveröffentlichung durch das EPA:	30. 5. 90
⑧7	Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA:	23. 6. 93
④7	Veröffentlichungstag im Patentblatt:	18. 11. 93

DE 689 07 319 T 2

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1

21.11.88 JP 294158/88

⑦3 Patentinhaber:

Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

⑦4 Vertreter:

Tiedtke, H., Dipl.-Ing.; Bühling, G., Dipl.-Chem.;  
Kinne, R., Dipl.-Ing.; Pellmann, H., Dipl.-Ing.; Grams,  
K., Dipl.-Ing.; Link, A., Dipl.-Biol. Dr., Pat.-Anwälte,  
80336 München

⑧4 Benannte Vertragsstaaten:

DE, FR, GB

⑦2 Erfinder:

Asada, Toshiyuki c/o Toyota Jidosha K.K.,  
Toyota-shi Aichi-ken, JP

⑤4 Planetengetriebe für Kraftfahrzeuge.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 689 07 319 T 2

- 1 Deutschsprachige Übersetzung der Beschreibung der  
Europäischen Patentanmeldung Nr. 89 311 196.3  
Europäisches Patent Nr. 0 370 638

5 Hintergrund der Erfindung

Gebiet der Erfindung

- Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf Verbesserungen  
bei einem Planetengetriebe, das zwischen einer Maschine  
10 oder einem Motor und einem Antriebsrad oder Antriebsrädern  
eines Motorfahrzeugs, wie einem Automobil oder einem  
Eisenbahnfahrzeug, angeordnet ist.

Erörterung des Standes der Technik

- 15 Übersetzungsgetriebe der Planetenbauart, die eine Mehrzahl  
von automatisch gewählten Gang- oder Geschwindigkeitspo-  
sitionen haben, werden in weitem Umfang für Motorfahrzeuge  
verwendet. Ein Beispiel eines derartigen Planetengetrie-  
bes ist in den Schriften Nr. 50-32913 und 51-3012 von ge-  
prüften Japanischen Patentanmeldungen offenbart, wobei ein  
20 erster, ein zweiter und ein dritter Planetenradsatz in  
Reihe angeordnet sind, um fünf Vorwärts-Antriebsstellungen  
zu liefern. Dieses Getriebe hat eine vergleichsweise ein-  
fache Konstruktion und bietet einen relativ großen Be-  
reich eines Untersetzungsverhältnisses. Ferner kann die  
25 radiale Abmessung des Getriebes vergleichsweise gering ge-  
macht werden, während die Übersetzungsverhältnisse  $\varphi$   
( $\varphi$  = Zähnezahl des Sonnenrades dividiert durch Zähnezahl  
des Innenzahnrades) der Planetenradsätze innerhalb eines  
30 passenden Bereichs gehalten werden.

- Bei dem herkömmlichen, oben angegebenen Planetengetriebe  
erfordert jedoch ein Schalten von der 2. Gangstellung zu  
der 3. Gangstellung oder von der 1. Gangstellung zu der  
35 2. Gangstellung ein Ausrücken der einen Kupplung, die in  
ihre eingerückte Stellung versetzt worden ist, und ein  
Einrücken einer anderen Kupplung, die in ihre ausgerückte

1 Stellung versetzt worden ist. Da dieses Ausrücken und  
Einrücken der beiden Kupplungen im wesentlichen gleichzei-  
tig oder innerhalb einer sehr kurzen Zeit stattfindet,  
ist es schwierig, den Schaltvorgang in angemessener Weise  
5 zu kontrollieren. Vor allem neigt der Fahrzeugmotor zu  
einem Durchgehen, wenn eine übermäßig lange Zeit zwischen  
dem Moment, in welchem die eine Kupplung ausgerückt wor-  
den ist, und dem Moment, in welchem die andere Kupplung  
eingerückt worden ist, verstreicht. Andererseits kann  
10 ein gleichzeitiges teilweises Einrücken der beiden Kupp-  
lungen dazu führen, daß das Getriebe mehr oder weniger  
blockiert wird, wodurch ein unerwünschter Schaltstoß er-  
zeugt wird. Deshalb sollten die Reibschlußvorrichtungen,  
wie die Kupplungen, in angemessener Weise kontrolliert  
15 werden, um einen ruhigen Schaltvorgang des Getriebes ohne  
solche Erscheinungen wie ein Durchgehen und ein Blockie-  
ren seitens des Motors und des Getriebes zu gewährleisten.  
Jedoch ist es schwierig, eine adäquate Regelung des Ausrük-  
kens und Einrückens der beiden Kupplungen zu erzielen.

20

Das obige Problem wird insbesondere schwerwiegend oder be-  
deutsam, wenn ein Schalten des Getriebes bewirkt wird,  
während der Motor mit einer relativ hohen Drehzahl läuft,  
d.h., wenn das Schalten mit einer aus der 1. Gang-, 2.  
25 Gang- und 3. Gangstellung verknüpft ist, die relativ hohe  
Übersetzungsverhältnisse ins Langsame (Drehzahl des An-  
triebsselements des Getriebes dividiert durch Drehzahl des  
Abtriebsselements) haben.

30 Die DE-A-21 41 354 beschreibt ein Planetengetriebe, das  
die Merkmale des Oberbegriffs des Patentanspruchs 1 be-  
sitzt.

#### Abriß der Erfindung

35 Die vorliegende Erfindung wurde entwickelt, um das obige  
Problem, das im Stand der Technik auftritt, zu lösen.  
Es ist demzufolge ein Ziel dieser Erfindung, ein Plane-

- 1    tengetriebe zu schaffen, das ohne Ausrücken von einer Kupplung und im wesentlichen gleichzeitiges Einrücken einer anderen Kupplung geschaltet wird.
- 5    Das obige Ziel kann in Übereinstimmung mit dem Prinzip dieser Erfindung erreicht werden, die ein Planetengetriebe für ein Motorfahrzeug gemäß dem Patentanspruch 1 schafft.
- 10   Sofern die zwei Elemente einer jeden oben angegebenen Kombination untereinander fest gekoppelt sind, können diese beiden Elemente getrennte Elemente sein, welche durch eine geeignete Art und Weise aneinander befestigt sind.
- 15   Alternativ können die beiden Elemente als ein einzelnes einteiliges Element ausgestaltet sein, welches zwei Funktionen, die den beiden Elementen entsprechen, erfüllt. Auch in diesem Fall werden in Übereinstimmung mit dem Prinzip der Erfindung die zwei Elemente als fest untereinander durch Kopplungseinrichtungen verbunden interpretiert.
- 20   Die oben erwähnte Verbindungsvorrichtung kann eine Kupplung sein, die eingerückt wird, um die entsprechenden zwei Elemente, die oben genannt wurden, zu verbinden.
- 25   In dem Planetengetriebe dieser Erfindung mit dem oben beschriebenen Aufbau können geeignete Verbindungsvorrichtungen, wie Kupplungen und Bremsen, die die oben erwähnte Verbindungsvorrichtung einschließen, in passender Weise zusammen mit den entsprechenden Elementen der drei Planetenradsätze so angeordnet werden, daß das Getriebe von der einen Stellung, die ein erstes Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, in eine andere Stellung, die ein anderes Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, ohne Ausrücken von einer Kupplung und im wesentlichen Einrücken einer anderen Kupplung, so daß das herkömmlicherweise in Erscheinung getretene Durchgehen des Fahrzeugmotors und/oder Blockieren des Getriebes beseitigt werden, hinauf- oder heruntergeschaltet werden kann.
- 30
- 35

1 Auf diese Weise kann das erfindungsgemäße Getriebe ruhig  
mit gesteigerter Leichtigkeit in der Regelung des Zeit-  
punkts für ein Aktivieren und Entaktivieren der passenden  
Verbindungsvorrichtungen geschaltet werden.

5 In einer Ausführungsform der Erfindung wird eine Verbin-  
dungsvorrichtung, wie eine Kupplung zwischen dem zweiten  
und dritten Planetenradträger zur Verbindung dieser beiden  
Elemente, wenn das notwendig ist, vorgesehen. In einer  
10 anderen Ausführungsform der Erfindung wird eine Kopplungs-  
vorrichtung vorgesehen, um das erste und zweite Sonnenrad  
zu verbinden. Gemäß einer weiteren Ausführungsform der  
Erfindung wird eine Kopplungsvorrichtung zur Verbindung  
des ersten Planetenradträgers und des zweiten Ringrades  
15 vorgesehen.

#### Kurzbeschreibung der Zeichnungen

Das obige Ziel und fakultative Ziele wie auch die Merkmale  
und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden aus einem  
20 Studium der folgenden detaillierten Beschreibung von ge-  
genwärtig bevorzugten Ausführungsformen der Erfindung,  
wenn diese in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen  
betrachtet wird, deutlicher. Es zeigen:

25 Fig. 1(a) eine schematische Darstellung eines Teils eines  
Kraftübertragungssystems eines Fahrzeugs, das eine erste  
Ausführungsform eines Planetengetriebes der vorliegenden  
Erfindung enthält;

Fig. 1(b) eine Darstellung, die Betriebspositionen des  
30 Getriebes der Fig. 1(a) sowie An-Aus-Zustände von Kupplun-  
gen und Bremsen des Getriebes, um die Positionen des Ge-  
triebes zu bewerkstelligen, zeigt;

Fig. 2(a), 3(a), 4(a), 5(a), 6(a), 7(a), 8(a), 9(a),  
10(a), 11(a), 12(a), 13(a), 14(a), 15(a) 16(a), 17(a)  
35 und 18(a) schematische Darstellungen, die derjenigen der  
Fig. 1(a) entsprechen und verschiedene andere Ausführungs-  
formen der Erfindung zeigen;

- 1 Fig. 2(b), 3(b), 4(b), 5(b), 6(b), 7(b), 8(b), 9(b),  
10(b), 11(b), 12(b), 13(b), 14(b), 15(b), 16(b), 17(b)  
und 18(b) Darstellungen, die jeweils Betriebspositionen  
der Getriebe der Ausführungsformen der Fig. 2(a), 3(a),  
5 4(a), 5(a), 6(a), 7(a), 8(a), 9(a), 10(a), 11(a), 12(a),  
13(a), 14(a), 15(a), 16(a), 17(a) und 18(a) sowie An-Aus-  
Zustände von Kupplungen und Bremsen der jeweiligen Ge-  
triebe zeigen;  
Fig. 19 bis 29 Darstellungen, die verschiedene Kupplungen  
10 und Bremsen zeigen, welche für das Planetengetriebe in  
Übereinstimmung mit dieser Erfindung anwendbar sind.

#### Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

- 15 Es wird zuerst auf die Fig. 1(a) Bezug genommen, worin  
die Bezugszahl 10 allgemein ein Übersetzungsgetriebe der  
Planetenbauart für ein Motorfahrzeug zeigt (das im fol-  
genden als "Planetengetriebe" oder, wenn es passend ist,  
einfach als "Getriebe" bezeichnet wird). Das Planetenge-  
triebe 10 besitzt eine Antriebswelle 14, einen ersten  
20 Planetenradsatz 16, einen zweiten Planetenradsatz 18,  
einen dritten Planetenradsatz 20 und eine Abtriebswelle  
22. Diese Elemente 14, 16, 18, 20 und 22 sind alle in der  
Reihenfolge der Beschreibung innerhalb eines Getriebege-  
häuses 12, das am Aufbau des Fahrzeugs befestigt ist,  
25 so angeordnet, daß alle diese Elemente mit einer gemein-  
samen Achse ausgerichtet sind, d.h. einer Drehachse des  
Getriebes 10.

- 30 Die Antriebswelle 14 ist mit einem Motor 26 des Fahrzeugs  
über einen zwischengefügten Drehmomentwandler 24 verbun-  
den, während die Abtriebswelle 22 mit den Antriebsrädern  
des Fahrzeugs über ein Differentialgetriebe, wie es in  
der einschlägigen Technik allgemein bekannt ist, verbun-  
den ist. Die Antriebs- und Abtriebswelle 14, 22 dienen  
35 als ein Antriebs- und Abtriebselement des Getriebes 10.  
Da das Getriebe 10 und der Drehmomentwandler 24 jeweils

1 symmetrisch mit Bezug zu ihren Drehachsen aufgebaut sind,  
sind in Fig. 1(a) im Interesse der Kürze und Vereinfachung  
lediglich die oberen Hälften des Getriebes und des Dreh-  
momentwandlers dargestellt.

5

Jeder der koaxial angeordneten ersten und zweiten Planeten-  
radsätze 16, 18 ist ein allgemein bekannter Einzelritzel-  
Planetenradsatz. Der erste Planetenradsatz 16 besitzt ein  
erstes Sonnenrad 16s, ein erstes Planetenrad 16p, einen  
10 ersten Planetenradträger 16c und ein erstes Innenzahnrad  
16r. Das erste Planetenrad 16p wird vom ersten Planetenrad-  
träger 16c drehbar gelagert und ist zwischen dem ersten  
Sonnenrad 16s sowie dem ersten Innenzahnrad 16r angeordnet,  
mit welchen es kämmt. Der zweite Planetenradsatz 18 be-  
15 sitzt ein zweites Sonnenrad 18s, ein zweites Planetenrad  
18p, einen zweiten Planetenradträger 18c und ein zweites  
Innenzahnrad 18r. Das zweite Planetenrad 18p wird vom  
zweiten Planetenradträger 18c drehbar gelagert und ist  
zwischen dem zweiten Sonnenrad 18s sowie dem zweiten In-  
20 nenzahnrad 18r angeordnet, mit denen es kämmt.

Der dritte Planetenradsatz 20 ist ein Doppelritzel-Plane-  
tenradsatz, der ein drittes Sonnenrad 20s, ein Paar von  
dritten Planetenrädern 20p, die miteinander kämmen, einen  
25 dritten Planetenradträger 20c und ein drittes Innenzahn-  
rad 20r enthält. Der dritte Planetenradsatz 20 kann zwei  
oder mehr Paare von dritten Planetenrädern 20p umfassen.  
Das Paar von dritten Planetenrädern 20p wird vom dritten  
Planetenradträger 20c drehbar gelagert und ist zwischen  
30 dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem dritten Innenzahn-  
rad 20r angeordnet. Das eine der beiden dritten Planeten-  
räder 20p kämmt mit dem dritten Sonnenrad 20s, während  
das andere Planetenrad 20p mit dem dritten Innenzahnrad  
20r in Eingriff ist.

35

1 In dem Planetengetriebe 10 sind das erste und zweite Sonnenrad 16s und 18s fest untereinander für eine Drehung als eine Einheit verbunden, während der erste Planetenradträger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r untereinander  
5 für eine Drehung als eine Einheit ebenfalls fest verbunden sind. Ferner sind das erste und dritte Innenzahnrad 16r, 20r fest untereinander für eine Drehung als eine Einheit verbunden, während der dritte Planetenradträger 20c und die Abtriebswelle 22 miteinander für eine Drehung  
10 als eine Einheit verbunden sind. Das Getriebe 10 enthält eine erste Kupplung K1, eine zweite Kupplung K2, eine dritte Kupplung K3, eine erste Bremse B1, eine zweite Bremse B2 und eine dritte Bremse B3. Die erste Kupplung K1 wird eingerückt, um das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s  
15 mit der Antriebswelle 14 zu verbinden. Die zweite Kupplung K2 wird eingerückt, um den zweiten Planetenradträger 18c mit dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Die dritte Kupplung K3 wird eingerückt, um das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s  
20 mit dem ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad 18r zu verbinden. Die erste Bremse B1 wird angezogen, um den ersten Planetenradträger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r am Getriebegehäuse 12 festzulegen. Die zweite Bremse B2 wird angezogen, um das erste und dritte  
25 Innenzahnrad 16r, 20r am Getriebegehäuse 12 festzuhalten, während die dritte Bremse B3 angezogen wird, um das dritte Sonnenrad 20s am Getriebegehäuse 12 festzulegen. Es dürfte klar sein, daß der zweite und dritte Planetenradträger 18c, 20c untereinander durch eine Verbindungsvorrichtung  
30 in Gestalt der zweiten Kupplung K2 koppelbar sind.

Jede der ersten, zweiten und dritten Kupplungen K1, K2, K3 und der ersten, zweiten sowie dritten Bremsen B1, B2, B3 kann ein hydraulisch betätigtes Bauteil sein, das in  
35 einem herkömmlichen Automatikgetriebe für ein Motorfahrzeug verwendet wird. Für die Kupplungen K1, K2, K3 können Lamellenkupplungen oder Freilaufkupplungen zur Anwendung

- 1 kommen, und die Bremsen B1, B2, B3 können ein einzelnes Bremsband oder zwei Bremsbänder, die in entgegengesetzten Richtungen gewunden sind, verwenden.
- 5 Geeignete Verbindungseinrichtungen werden nach Erfordernis zwischen der ersten Kupplung K1 und der Antriebswelle 14, zwischen der ersten Kupplung K1 und dem ersten Sonnenrad 16s, zwischen der zweiten Kupplung K2 und dem zweiten Planetenradträger 18c, zwischen der zweiten Kupplung K2  
10 und dem dritten Planetenradträger 20c, zwischen der dritten Kupplung K3 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s und zwischen der dritten Kupplung K3 und dem ersten Planetenradträger 16c sowie dem zweiten Innenzahnrad 18r vorgesehen. In gleichartiger Weise werden nach  
15 Erfordernis geeignete Verbindungseinrichtungen zwischen der ersten Bremse B1 und dem ersten Planetenradträger 16c, zwischen der zweiten Bremse B2 und dem ersten sowie dritten Innenzahnrad 16r sowie 20r, zwischen der dritten Bremse B3 und dem dritten Sonnenrad 20s, zwischen den Elementen eines jeden Planetenradsatzes 16, 18 sowie 20 und  
20 zwischen dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 vorgesehen.

Wie in der Tabelle der Fig. 1(b) angegeben ist, hat das  
25 erfindungsgemäße Planetengetriebe 10 mit dem oben beschriebenen Aufbau sechs Betriebspositionen, d.h. fünf Vorwärts-Antriebsstellungen (1. Gang-, 2. Gang-, 3. Gang-, 4. Gang- und 5. Gangstellung) und eine Rückwärts-Antriebsstellung. Diese sechs Positionen werden selektiv durch gleichzeitiges Anziehen von drei Reibschlußvorrichtungen bewerkstelligt, die aus den ersten, zweiten sowie dritten Kupplungen K1 - K3 und den ersten, zweiten sowie dritten Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden. In der Tabelle sind die angezogenen Kupplungen und Bremsen durch "o"-Zeichen angegeben.  
30 Bei der in Rede stehenden Ausführungsform haben der erste, zweite und dritte Planetenradsatz 16, 18 und 20 jeweilige

- 1 Übersetzungsverhältnisse  $\varphi_1 = 0,355$ ,  $\varphi_2 = 0,395$  und  
5  $\varphi_3 = 0,278$ . Die Tabelle der Fig. 1(b) gibt die Übersetzungsverhältnisse (Drehzahl der Antriebswelle 14/Drehzahl der Abtriebswelle 22) der sechs Betriebspositionen des Getriebes 10 an.

Die folgende Gleichung (1) wird mit Bezug auf den ersten sowie zweiten Einzelritzel-Planetenradsatz 16, 18 erfüllt, während die folgende Gleichung (2) mit Bezug auf den  
10 dritten Doppelritzel-Planetenradsatz 20 erfüllt wird:

$$Nr = (1 + \varphi) Nc - \varphi Ns \quad \dots\dots (1)$$

$$Nr = (1 - \varphi) Nc + \varphi Ns \quad \dots\dots (2)$$

- worin ist: Nr: Drehzahl der Innenzahnräder 16r, 18r, 20r  
15 Nc: Drehzahl der Planetenradträger 16c, 18c, 20c  
Ns: Drehzahl der Sonnenräder 16s, 18s, 20s  
 $\varphi$ : Übersetzungsverhältnisse der Radsätze 16, 18, 20.

- 20 Die Übersetzungsverhältnisse ins Langsame der sechs Betriebspositionen des Getriebes 10 werden aus den obigen Gleichungen (1) und (2) erhalten.

- Die Übersetzungsverhältnisse  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  der Planetenradsätze 16, 18 und 20, die oben angegeben wurden, werden  
25 folgendermaßen bestimmt:

$$\varphi_1 = Z_{1s}/Z_{1r}$$

$$\varphi_2 = Z_{2s}/Z_{2r}$$

30  $\varphi_3 = Z_{3s}/Z_{3r}$

worin ist:  $Z_{1s}$  : Zähnezahl des ersten Sonnenrades 16s

$Z_{1r}$  : Zähnezahl des ersten Innenzahnrades 16r

$Z_{2s}$  : Zähnezahl des zweiten Sonnenrades 18s

$Z_{2r}$  : Zähnezahl des zweiten Innenzahnrades 18r

35  $Z_{3s}$  : Zähnezahl des dritten Sonnenrades 20s

$Z_{3r}$  : Zähnezahl des dritten Innenzahnrades 20r.

- 1 Im folgenden wird jede der sechs Betriebspositionen des Planetengetriebes 10 beschrieben.

- Die 1. Gangstellung des Getriebes 10 wird bewerkstelligt  
5 oder gewählt, indem gleichzeitig die ersten und zweiten Kupplungen K1, K2 sowie die erste Bremse B1 angezogen werden, was in gleichzeitigen Kopplungszuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem zweiten Planetenradträger  
10 18c und dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 und zwischen dem ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad 18r sowie dem Getriebegehäuse 12 resultiert. In der 1. Gangstellung wird von der Antriebswelle 14 auf die Abtriebswelle 22 eine  
15 Kraft derart übertragen, daß die Abtriebswelle 22 in derselben Richtung wie die Antriebswelle 14, d.h. in der Vorwärtsrichtung, mit dem Untersetzungsverhältnis von  $(1 + \varphi_2) / \varphi_2$  gedreht wird.
- 20 Die 2. Gangstellung des Getriebes 10 wird durch gleichzeitiges Anziehen der ersten sowie zweiten Kupplung K1 sowie K2 und der zweiten Bremse B2 bewerkstelligt, was in gleichzeitigen Kopplungszuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie  
25 18s, zwischen dem zweiten Planetenradträger 18c und dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 und zwischen dem ersten und dritten Innenzahnrad 16r, 20r sowie dem Getriebegehäuse resultiert. In dieser zweiten Gangstellung wird die Abtriebswelle 22 in derselben Richtung wie die Antriebswelle 14, d.h. in der Vorwärtsrichtung, mit einem Untersetzungsverhältnis von  
30  $(1 + \varphi_1)(1 + \varphi_2) / (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1 \varphi_2)$  gedreht.
- Die 3. Gangstellung des Getriebes 10 wird durch  
35 gleichzeitiges Anziehen der ersten sowie zweiten Kupplung K1, K2 und der dritten Bremse B3 bewerkstelligt, was in

- 1 gleichzeitigen Kopplungszuständen zwischen der Antriebs-  
welle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie  
18s, zwischen dem zweiten Planetenradträger 18c und dem  
5 dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22  
und zwischen dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem Getrie-  
begehäuse 12 resultiert. In der 3. Gangstellung wird  
die Abtriebswelle 22 in der gleichen Vorwärtsrichtung wie  
die Antriebswelle 14 mit dem Untersetzungsverhältnis von  
10  $[(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1 \varphi_2) + \varphi_3] / (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_1 \varphi_2)$  gedreht.
- Die 4. Gangstellung des Getriebes wird durch gleichzeiti-  
ges Einrücken der ersten, zweiten und dritten Kupplungen  
K1, K2 und K3 bewerkstelligt, was in gleichzeitigen Ver-  
bindungszuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem  
15 ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen  
dem zweiten Planetenradträger 18c und dem dritten Plane-  
tenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 und zwischen  
dem ersten und zweiten Sonnenrad 16s und 18s sowie dem  
ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad  
20 18r resultiert. In dieser 4. Gangstellung werden der erste,  
zweite sowie dritte Planetenradsatz 16, 18, 20 mit der  
Antriebswelle 14 gedreht, und die Abtriebswelle 22 wird  
in derselben Vorwärtsrichtung wie die Antriebswelle 14  
mit einem Untersetzungsverhältnis von 1 gedreht.
- 25 Die 5. Gangstellung wird durch gleichzeitiges Anziehen  
der ersten und dritten Kupplung K1, K3 sowie der dritten  
Bremse B3 bewerkstelligt, was in gleichzeitigen Kopplungs-  
zuständen zwischen der Antriebswelle 14 und dem ersten so-  
30 wie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem ersten  
sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s und dem ersten Planeten-  
radträger 16c sowie dem zweiten Innenzahnrad 18r und  
zwischen dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem Getriebege-  
häuse 12 resultiert. In dieser 5. Gangstellung wird die  
35 Abtriebswelle 22 in derselben Vorwärtsrichtung wie die  
Antriebswelle 14 mit dem Untersetzungsverhältnis von  
 $1 - \varphi_3$  gedreht.

- 1 Die Rückwärts-Antriebsstellung des Getriebes 10 wird durch gleichzeitiges Anziehen der ersten Kupplung K1 und der ersten sowie dritten Bremse B1 sowie B3 bewerkstelligt, was in gleichzeitigen Kupplungsvorgängen zwischen
- 5 der Antriebswelle 14 und dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s sowie 18s, zwischen dem ersten Planetenradträger 16c und dem zweiten Innenzahnrad 18r sowie dem Getriebegehäuse 12 und zwischen dem dritten Sonnenrad 20s sowie dem Getriebegehäuse 12 resultiert. In dieser Rückwärts-
- 10 Antriebsstellung wird die Abtriebswelle 22 in der zur Vorwärts-Drehrichtung der Antriebswelle 14 entgegengesetzten Rückwärtsrichtung mit einem Übersetzungsverhältnis von  $-(1 - \varphi_3) / \varphi_1$  gedreht.
- 15 Das in Rede stehende Planetengetriebe 10 ist in seinem Aufbau vergleichsweise einfach, weil die beiden Planetenradsätze 16, 18 der Einzelritzelbauart und der eine Planetenradsatz 20 der Doppelritzelbauart coaxial zueinander angeordnet sind. Ferner liefert die ausgewählte Betätigung
- 20 oder das ausgewählte Anziehen der drei Kopplungsvorrichtungen, die aus den drei Kupplungen K1, K2, K3 und den drei Bremsen B1, B2, B3 ausgewählt werden, die fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und die eine Rückwärts-Antriebsstellung, was eine Kraftübertragung von der Antriebswelle 14 auf die Abtriebswelle 22 über einen ausreichend weiten Bereich eines Übersetzungsverhältnisses ins Langsame zuläßt. Demzufolge ermöglicht dieses Getriebe 10 nicht nur ein Fahren des Fahrzeugs mit hoher Geschwindigkeit, sondern auch einen hohen Grad einer Beschleunigungs-
- 25 leistung oder Fahrfähigkeit und ein Bergfahren mit hoher Leistung. Die relativ große Anzahl von Antriebspositionen des Getriebes 10 eliminiert einen unnötigen Anstieg in der Laufgeschwindigkeit des Motors 26 oder ein Durchgehen des Motors und verbessert den sparsamen Kraftstoff-
- 30 verbrauch sowie ein geräuschfreies Fahren des Fahrzeugs.
- 35

- 1 Ferner macht jeglicher Schaltvorgang des Getriebes 10 aus  
einer der fünf Vorwärts-Antriebsstellungen zur benachbar-  
ten Vorwärts-Antriebsstellung ein Lösen von einer der  
drei Kupplungen K1 - K3 und ein Einrücken einer anderen  
5 Kupplung nicht erforderlich. Demzufolge kann das Getrie-  
be 10 ruhig und leicht ohne ein Durchgehen des Motors 26  
und ein Blockieren des Getriebes hinauf- und herunterge-  
schaltet werden. Alle sechs Betriebspositionen des Ge-  
triebes 10 werden durch gleichzeitiges Anziehen der jewei-  
10 ligen Kombinationen der drei Kopplungsvorrichtungen, die  
aus den sechs Kupplungen und Bremsen K1 - K3 sowie B1 - B3  
ausgewählt werden, herbeigeführt. Alle Schaltvor-  
gänge werden durch Lösen von einer der drei angezogenen  
Kopplungsvorrichtungen und Anziehen von einer der drei  
15 gelösten Kopplungsvorrichtungen bewirkt. Jedoch erfordert  
jegliche Schaltbewegung ein Lösen und ein Einrücken von  
irgendwelchen zwei Kupplungen.

- Bei dem in Rede stehenden Getriebe 10 ist die erste Kupp-  
20 lung K1 zwischen dem ersten sowie zweiten Sonnenrad 16s,  
18s für eine selektive Verbindung und ein selektives  
Trennen zwischen der Antriebswelle 14 sowie den Sonnenräd-  
ern 16s, 18s angeordnet. Diese Anordnung der Kupplung K1  
gewährleistet einen verminderten Kraftstoffverbrauch und  
25 einen geräuschfreien Betrieb des Motors 26.

- Ferner werden die Übersetzungsverhältnisse  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  und  
 $\varphi_3$  der Planetenradsätze 16, 18, 20 innerhalb eines ge-  
eigneten Bereichs gehalten, so daß die durch die 1. Gang-  
30 stellung bis die 4. Gangstellung gelieferten Übersetzungs-  
verhältnisse ins Langsame in passender Weise für eine Ände-  
rung nahezu in der Art einer geometrischen Progression  
abhängig von den Kennwerten des Motors 26 festgesetzt  
werden. Das bedeutet, daß das Getriebe 10 verbesserte  
35 Leistungsübertragungskennwerte über einen weiten Bereich  
von Fahrgeschwindigkeiten des Fahrzeugs bietet, während  
das Getriebe relativ kompakt und klein bemessen konstru-  
iert ist.

1 Bei dem erfindungsgemäßen Getriebe 10 sind die relativen  
Umlaufgeschwindigkeiten der Planetenräder 16p, 18p, 20p  
mit Bezug zu den Planetenradträgern 16c, 18c, 20c ver-  
hältnismäßig niedrig. Das trägt zu einer Steigerung in  
5 der Standzeit der für die Planetenradsätze 16, 18, 20  
verwendeten Lager bei.

10 Darüber hinaus ermöglicht das Getriebe 10, das die 5.  
Gangstellung hat, deren Untersetzungsverhältnis 0,722  
ist, ein wirtschaftliches, geräuschfreies Fahren mit ho-  
her Geschwindigkeit des Fahrzeugs wie auch eine starke  
Beschleunigung von diesem.

15 In Übereinstimmung mit dem erfindungsgemäßen Getriebe 10  
kann eine Kardanwelle unmittelbar mit der Abtriebswelle  
22 verbunden werden, die an einem der entgegengesetzten  
axialen Enden des Getriebes vom Motor 26 entfernt ange-  
schlossen ist. Diese Anordnung ist für ein Fahrzeug mit  
Hinterradantrieb und Frontmotor geeignet. Jedoch kann  
20 die Abtriebswelle 22 durch ein Ausgangsgetriebe ersetzt  
werden, das für eine betriebliche Verbindung mit vorde-  
ren Antriebsrädern eines frontgetriebenen Fahrzeugs mit  
Frontmotor eingerichtet ist.

25 Es ist zu bemerken, daß das erste und zweite Sonnenrad  
16s, 18s untereinander für eine Drehung als eine Einheit  
fest gekoppelt sind. Beispielsweise können diese Sonnenrä-  
der durch ein einzelnes Element in Gestalt eines langen  
Ritzels, das lange Zähne hat, ausgebildet sein. Das trägt  
30 zu einer Verminderung in der Anzahl der Bauteile, in der  
Anzahl der Herstellungs- sowie Montageschritte der Teile  
und in der axialen Abmessung des Getriebes bei.

35 Es werden verschiedene abgewandelte Ausführungsformen der  
vorliegenden Erfindung im folgenden beschrieben, wobei  
dieselben Bezugszahlen, die bei der ersten Ausführungsform  
verwendet wurden, benutzt werden, um funktionell einander

- 1 entsprechende Bauteile zu bezeichnen. Im Interesse der Kürze wird eine überflüssige Beschreibung dieser Bauteile nicht gegeben.
- 5 Die Fig. 2(a) zeigt ein Planetengetriebe, das eine zusätzliche vierte Kupplung K4 hat, die eingerückt wird, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem dritten Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Wie durch "o"-Zeichen in der Tabelle der Fig. 2(b) angegeben
- 10 ist, wird eine Gesamtheit von fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungsvorrichtungen, die aus den vier Kupplungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, bewerkstelligt. Bei dieser
- 15 Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 außerhalb des ersten Planetenradsatzes 16 angeordnet.

- Ein in Fig. 3(a) gezeigtes Planetengetriebe besitzt nicht die bei den Ausführungsformen der Fig. 1(a) und 2(a) vorhandene erste Kupplung K1. Bei der Ausführungsform der
- 20 Fig. 3(a) werden das erste und zweite Sonnenrad 16s, 18s mit der Abtriebswelle 14 für eine Drehung mit dieser fest verbunden. Wie durch "o"-Zeichen in der Tabelle der Fig. 3(b) angegeben ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopplungsvorrichtungen, die aus den zwei
- 25 Kupplungen K2, K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung bewerkstelligt. Auch bei dieser Ausführungsform ist die dritte Kupplung K3 außerhalb des
- 30 ersten Planetenradsatzes 16 angeordnet.

- Das in Fig. 4(a) gezeigte Planetengetriebe ist eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 3(a) und hat eine vierte Kupplung K4, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem dritten
- 35 Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Wie durch "o"-Zeichen in Fig. 4(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rück-

1 wärts-Antriebsstellungen durch gleichzeitiges Anziehen  
von zwei Kopplungseinrichtungen bewerkstelligt, die aus  
den drei Kupplungen K2 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3  
ausgewählt werden. Bei dieser Ausführungsform ist die drit-  
5 te Kupplung K3 zwischen dem ersten und zweiten Planetenrad-  
satz 16, 18 angeordnet.

Ein in Fig. 5(a) gezeigtes Planetengetriebe ist eine Ab-  
wandlung des Getriebes der Fig. 1(a), wobei die Kupplung  
10 K3 für eine Verbindung des ersten Planetenradträgers 16c  
sowie des zweiten Innenzahnrades 18r mit der Antriebswel-  
le 14 vorgesehen ist. Wie durch "o"-Zeichen in Fig.5(b)  
angegeben ist, werden durch ein gleichzeitiges Anziehen  
von drei aus den drei Kupplungen K1 - K3 und den drei  
15 Bremsen B1 - B3 ausgewählten Kopplungseinrichtungen fünf  
Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebs-  
stellung zustande gebracht.

Ein in Fig. 6(a) gezeigtes Planetengetriebe stellt  
20 eine Abwandlung des Planetengetriebes der Fig. 5(a) dar,  
wobei eine vierte Kupplung K4 zur Verbindung des dritten  
Sonnenrades 20s mit dem dritten Planetenradträger 20c so-  
wie der Abtriebswelle 22 vorgesehen ist. Wie in Fig.6(b)  
angegeben ist, werden durch eine gleichzeitige Betätigung  
25 von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den vier Kupp-  
lungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt  
werden, fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rück-  
wärts-Antriebsstellungen bewerkstelligt.

30 Die Fig. 7(a) zeigt eine weitere Ausführungsform der Er-  
findung, die eine Abwandlung der Ausführungsform der Fig.  
1(a) ist, in welcher der zweite Planetenradträger 18c  
mit dem dritten Planetenradträger 20c sowie der Abtriebs-  
welle 22 fest verbunden ist, während die zweite Kupplung -  
35 K2 für eine Verbindung des ersten sowie zweiten Sonnenra-  
des 16s, 18s vorgesehen ist. Wie in Fig. 7(b) angegeben  
ist, werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine

- 1 Rückwärts-Antriebsstellung durch gleichzeitiges Anziehen  
von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den drei Kupp-  
lungen K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt  
werden, geschaffen. Es sollte klar sein, daß das erste und  
5 zweite Sonnenrad 16s, 18s miteinander mit Hilfe einer  
Kopplungsvorrichtung in Gestalt der zweiten Kupplung K2  
zu verbinden sind. Bei dieser Ausführungsform ist die  
dritte Kupplung K3 außerhalb des ersten Planetenradsatzes  
16 angeordnet.
- 10 Eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 7(a) ist in der  
Fig. 8(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4 zur  
Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten  
Planetenradträger 20c sowie der Abtriebswelle 22 vorge-  
15 sehen ist. Wie in Fig. 8(b) angegeben ist, werden durch  
gleichzeitiges Anziehen von drei aus den vier Kupplungen  
K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählten Kopp-  
lungseinrichtungen fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und  
zwei Rückwärts-Antriebsstellungen bewerkstelligt. Bei  
20 diesem Getriebe ist die dritte Kupplung K3 zwischen dem  
ersten sowie dem zweiten Planetenradsatz 16, 18 ange-  
ordnet.
- Eine weitere Abwandlung des Getriebes der Fig. 7(a) ist  
25 in Fig. 9(a) dargestellt, wobei die dritte Kupplung K3  
imstande ist, den ersten Planetenradträger 16c und das  
zweite Innenzahnrad 18r mit der Antriebswelle 14 zu ver-  
binden. Wie durch "o"-Zeichen in Fig. 9(b) angegeben  
ist, werden fünf Vorwärts-Antriebsstellungen und eine  
30 Rückwärts-Antriebsstellung durch gleichzeitiges Anziehen  
von drei Kopplungseinrichtungen, die aus den drei Kupp-  
lungen K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt  
werden, geschaffen.
- 35 In der Fig. 10(a) ist eine Abwandlung des Getriebes der  
Fig. 9(a) gezeigt, wobei eine vierte Kupplung K4 zur  
Verbindung des dritten Sonnenrades 20s und des dritten

1 Planetenradträgers 20c mit der Abtriebswelle 22 vorgese-  
hen ist. Wie in Fig. 10(b) angegeben ist, werden fünf  
Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebs-  
5 stellungen durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopp-  
lungseinrichtungen bewerkstelligt, die aus den vier Kupp-  
lungen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt  
werden. Bei dieser Ausführungsform ist die zweite Kupp-  
lung K2 außerhalb des ersten Planetenradsatzes 16 angeord-  
net.

10 Eine weitere Abwandlung des Getriebes der Fig. 9(a) ist  
in Fig. 11(a) gezeigt, wobei die erste Kupplung K1 wegge-  
lassen wurde, während das erste Sonnenrad 16s und die An-  
triebswelle 14 fest untereinander für eine Drehung als  
15 eine Einheit gekoppelt sind. Wie in Fig. 11(b) angegeben  
ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus  
den zwei Kupplungen K2, K3 und den drei Bremsen B1 - B3  
ausgewählten Kopplungseinrichtungen fünf Vorwärts-An-  
triebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung ge-  
20 schaffen.

Die Fig. 12(a) zeigt eine Abwandlung der Ausführungsform  
von Fig. 11(a), wobei eine vierte Kupplung K4 vorgesehen  
ist, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem dritten Planeten-  
25 radträger 20c und der Abtriebswelle 22 zu verbinden. Wie  
in Fig. 12(b) angegeben ist, werden fünf Vorwärts-An-  
triebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen  
durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopplungseinrich-  
tungen, die aus den drei Kupplungen K2 - K4 und den drei  
30 Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, geschaffen. Bei die-  
ser Ausführungsform ist die zweite Kupplung K2 außerhalb  
des ersten Planetenradsatzes 16 angeordnet.

Ein in Fig. 13(a) gezeigtes Planetengetriebe stellt eine  
35 Abwandlung des Getriebes der Fig. 1(a) dar, wobei die  
zweite Kupplung K2 imstande ist, den ersten Planetenrad-  
träger 16c und das zweite Innenzahnrad 18r zu verbinden,

1 während die dritte Kupplung K3 dazu eingerichtet ist,  
lediglich den ersten Planetenradträger 16c mit dem ersten  
sowie zweiten Sonnenrad 16s, 18s zu verbinden. Wie in  
Fig. 13(b) aufgetragen ist, werden fünf Vorwärts-Antriebs-  
5 stellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung durch  
gleichzeitiges Anziehen von drei aus den drei Kupplungen  
K1 - K3 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählten Kopp-  
lungseinrichtungen bewerkstelligt. Bei dieser Ausführungs-  
form sind der erste Planetenradträger 16c und das zweite  
10 Innenzahnrad 18r untereinander durch eine Kopplungsvor-  
richtung in Gestalt der zweiten Kupplung K2 zu verbinden.

In der Fig. 14(a) ist eine Abwandlung der Ausführungsform  
der Fig. 13(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4  
15 vorgesehen ist, um das dritte Sonnenrad 20s mit dem drit-  
ten Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle 22 zu  
verbinden. Wie in Fig. 14(b) angegeben ist, werden fünf  
Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebs-  
stellungen durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopp-  
20 lungseinrichtungen geschaffen, die aus den vier Kupplun-  
gen K1 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt  
werden. Bei dieser Ausführungsform ist die dritte Kupp-  
lung K3 außerhalb des ersten Planetenradsatzes 16 ange-  
ordnet.

25 Eine weitere Abwandlung der Ausführungsform von Fig.  
13(a) ist in Fig. 15(a) gezeigt, wobei die Kupplung K1  
weggelassen wurde und das erste sowie zweite Sonnenrad  
16s, 18s mit der Antriebswelle 14 für eine Drehung mit  
30 dieser fest gekoppelt sind. Wie in Fig. 15(b) angegeben  
ist, werden durch gleichzeitiges Anziehen von zwei Kopp-  
lungseinrichtungen, die aus den zwei Kupplungen K2, K3  
und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf  
Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebs-  
35 stellung geschaffen. Auch bei dieser Ausführungsform ist  
die dritte Kupplung K3 außerhalb des ersten Planetenrad-  
satzes 16 angeordnet.

- 1 In der Fig. 16(a) ist eine Abwandlung des Getriebes der  
Fig. 15(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4  
zur Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten  
Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle vorgesehen  
5 ist. Wie in Fig. 16(b) angegeben ist, werden fünf Vor-  
wärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-Antriebsstel-  
lungen geschaffen, indem zwei Kopplungseinrichtungen  
gleichzeitig angezogen werden, die aus den drei Kupplungen  
K2 - K4 und den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden.  
10 Bei der in Rede stehenden Ausführungsform ist die dritte  
Kupplung K3 zwischen dem ersten sowie zweiten Planetenrad-  
satz 16, 18 angeordnet.

- Die Fig. 17(a) zeigt eine Abwandlung des Getriebes der  
15 Fig. 13(a), in welcher die dritte Kupplung K3 imstande  
ist, den ersten Planetenradträger 16c mit der Antriebs-  
welle 14 zu verbinden. Wie in Fig. 17(b) aufgetragen ist,  
werden durch gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungs-  
einrichtungen, die aus den drei Kupplungen K1 - K3 und  
20 den drei Bremsen B1 - B3 ausgewählt werden, fünf Vorwärts-  
Antriebsstellungen und eine Rückwärts-Antriebsstellung  
bestimmt.

- Eine Abwandlung des Getriebes der Fig. 17(a) ist in Fig.  
25 18(a) dargestellt, wobei eine vierte Kupplung K4 für eine  
Verbindung des dritten Sonnenrades 20s mit dem dritten  
Planetenradträger 20c und der Abtriebswelle 22 vorgesehen  
ist. Wie in Fig. 18(b) angegeben ist, werden durch  
gleichzeitiges Anziehen von drei Kopplungseinrichtungen,  
30 die aus den vier Kupplungen K1 - K4 und den drei Bremsen  
B1 - B3 ausgewählt werden, fünf Vorwärts-Antriebsstellun-  
gen und zwei Rückwärts-Antriebsstellungen geschaffen.

- Jede der Kupplungen K1, K2, K3, K4 und Bremsen B1, B2  
35 sowie B3, die bei den verschiedenen, oben besprochenen  
Ausführungsformen zur Anwendung kommen, wird von einer  
Lamellenkupplung mit oder ohne eine Freilaufkupplung oder

1 Freilaufkupplungen oder ein Bremsband oder Bremsbänder  
mit einer Trommel gebildet. Typische Beispiele von Anord-  
nungen, die diese Kupplungen und Bremsbänder enthalten,  
sind in den Fig. 19 - 29 dargestellt.

5

Eine in Fig. 19 gezeigte Anordnung ist eine Kombination  
einer Lamellenkupplung 44 in Reihenverbindung mit einer  
Freilaufkupplung 46 und einer anderen Lamellenkupplung 48  
in Parallelverbindung mit der Lamellenkupplung 44. Eine  
10 Anordnung der Fig. 21 verwendet anstelle der Freilauf-  
kupplung 46 von Fig. 19 eine Freilaufkupplung 50. Die  
Richtung, in welcher die Freilaufkupplung 50 eine Kraft  
überträgt, ist entgegengesetzt zu der Richtung, in wel-  
cher die Freilaufkupplung 46 eine Kraft überträgt. Eine  
15 in Fig. 21 gezeigte Anordnung ist eine Kombination der  
Lamellenkupplung 44 in Reihenverbindung mit der Freilauf-  
kupplung 46 und der Lamellenkupplung 48 in Reihenverbin-  
dung mit der Freilaufkupplung 50, wobei die beiden Lamel-  
lenkupplungen 44, 48 parallel zueinander liegen.

20

Die Fig. 22 zeigt eine Anordnung, die aus der Lamellen-  
kupplung 44 und der Freilaufkupplung 46 in einer Reihen-  
schaltung miteinander besteht. Die Anordnung von Fig. 23  
ist eine Kombination der Lamellenkupplung 44 und der  
25 Freilaufkupplung 50 in paralleler Verbindung zueinander.  
Die Anordnung von Fig. 24 ist eine Kombination der La-  
mellenkupplung 44 in Reihenschaltung mit der Freilaufkupp-  
lung 46 und der Freilaufkupplung 50 in paralleler Verbin-  
dung mit den Kupplungen 44 sowie 46.

30

Die Fig. 25 zeigt eine Anordnung, wobei die Lamellenkupp-  
lung 44 und die Freilaufkupplung 46 zueinander parallel  
geschaltet sind. Die Anordnung von Fig. 26 ist eine Kom-  
bination der Lamellenkupplung 44 in Reihenschaltung mit  
35 der Freilaufkupplung 50 und der Freilaufkupplung 46 in  
paralleler Anordnung mit den Kupplungen 44 sowie 50.  
Eine Kombination der Fig. 27 besteht aus den zwei

- 1 Freilaufkupplungen 46 und 50, die zueinander parallel geschaltet sind.

Die Fig. 28 zeigt eine Bandbremsenanordnung, in welcher  
5 ein an seinem einen Ende am Getriebegehäuse 12 befestig-  
tes Bremsband über eine Trommel 52 geschlungen ist, an  
welcher das entsprechende, zu bremsende Element befestigt  
ist. Eine alternative Bandbremsenanordnung ist in Fig. 29  
gezeigt, wobei aus einem Paar von Bremsbändern 58a und  
10 58b, von denen jedes an seinem einen Ende am Getriebege-  
häuse 12 befestigt ist, die Bänder über eine Trommel 56  
in entgegengesetzten Richtungen geschlungen sind. Das  
betreffende, zu bremsende Element ist an der Trommel 56  
befestigt.

15

Durch eine Anwendung der obigen Anordnungen für die Kupp-  
lungen K1 - K4 und die Bremsen B1 - B3 läßt das Planeten-  
getriebe ein wirtschaftliches, geräuschfreies Bergab-  
oder Beharrungsfahren des Fahrzeugs ohne eine Motor-  
20 bremsung und eine Verlangsamung des Fahrzeugs mit einer  
Motorbremswirkung nach Erfordernis zu. Wenn das Getriebe  
geschaltet wird, können die Freilaufkupplungen automa-  
tisch gelöst werden, um eine Schalttätigkeit zu er-  
leichtern, wodurch eine ansonsten notwendige komplizier-  
25 te Zeitsteuerung des LöSENS und Anziehens der Kopplungs-  
einrichtungen eliminiert wird.

Wenngleich diese Erfindung anhand ihrer gegenwärtig be-  
vorzugten Ausführungsformen mit einem gewissen Grad an  
30 Spezialisierung, jedoch lediglich zu Erläuterungszwecken  
beschrieben wurde, so ist klar, daß die Erfindung anders-  
artig verwirklicht werden kann.

Beispielsweise kann der bei den erläuterten Ausführungs-  
35 formen vorgesehene Drehmomentwandler 24 mit einer Rei-  
bungs-Trennkupplung ausgestattet oder durch eine Fluid-  
kupplung, eine Magnetpulver verwendende Elektromagnet-

- 1 oder eine Mehrscheiben- oder Einzelscheiben-Reibungskupplung ersetzt werden.

Wenngleich der erste, zweite und dritte Planetenradsatz  
5 16, 18 und 20 in den beschriebenen Ausführungsformen  
koaxial in der angegebenen Reihenfolge angeordnet sind,  
so können diese Radsätze in der anderen Reihenfolge angeordnet werden. ..

- 10 Obgleich die Abtriebswelle 22 auf einer vom Motor 26 und dem Drehmomentwandler 24 entfernten Seite angeordnet ist, kann die Abtriebswelle 22 durch ein auf der anderen Seite angrenzend an den Motor und den Drehmomentwandler liegendes Ausgangsgetriebe ersetzt werden. In diesem Fall  
15 wird das Getriebe derart abgewandelt, daß sich die Abtriebswelle 14 durch das Getriebe hindurch koaxial mit den Planetenradsätzen 16, 18, 20 erstreckt.

Wenngleich bei den dargestellten Ausführungsformen fünf  
20 Vorwärts-Antriebsstellungen und eine oder zwei Rückwärts-Antriebsstellungen vorhanden sind, so kann das Getriebe konstruiert werden, um sechs oder mehr Vorwärts-Antriebsstellungen zu bieten.

25 Ferner können die Übersetzungsverhältnisse der Planetenradsätze und die Übersetzungsverhältnisse ins Langsame der einzelnen Betriebspositionen des Getriebes in geeigneter Weise bestimmt werden.

30 Das erste und dritte Innenzahnrad 16r und 20r, die bei den oben beschriebenen Ausführungsformen untereinander fest sind, können durch eine Kopplungseinrichtung untereinander zu verbinden sein.

35 Die Orte der Kupplungen und Bremsen können nach Bedarf mit Bezug auf die Elemente der Planetenradsätze verändert werden.

1    Deutschsprachige Übersetzung der Patentansprüche der  
Europäischen Patentanmeldung Nr. 89 311 196.3  
Europäisches Patent Nr. 0 370 638

5    1. Planetengetriebe für ein Kraftfahrzeug mit einem An-  
triebselement (14), mit einem Abtriebselement (22),  
mit einem ersten Planetenradsatz (16) der Einzelritzel-  
bauart, der ein erstes Sonnenrad (16s), eine erstes,  
mit dem ersten Sonnenrad kämmendes Planetenrad (16p),  
10    ein erstes, mit dem ersten Planetenrad kämmendes Innen-  
zahnrad (16r) und einen das erste Planetenrad drehbar  
lagernden Planetenradträger (16c) besitzt, mit einem  
zweiten Planetenradsatz (18) der Einzelritzelbauart, der  
ein zweites Sonnenrad (18s), ein zweites, mit dem zwei-  
15    ten Sonnenrad kämmendes Planetenrad (18p), ein zwei-  
tes, mit dem zweiten Planetenrad kämmendes Innenzahn-  
rad (18r) und einen das zweite Planetenrad drehbar la-  
gernden Planetenradträger (18c) besitzt, und mit einem  
dritten Planetenradsatz (20) der Doppelritzelbauart,  
20    der ein drittes Sonnenrad (20s), wenigstens ein Paar  
von dritten Planetenrädern (20p), die miteinander  
kämmen und von denen eines mit dem dritten Sonnenrad  
kämmt, ein drittes Innenzahnrad (20r), das mit dem  
anderen Planetenrad aus dem wenigstens einen Paar von  
25    dritten Planetenrädern kämmt, und einen dritten, das  
wenigstens eine Paar von dritten Planetenrädern (20p)  
drehbar lagernden Planetenradträger (20c) besitzt,  
wobei der erste, zweite sowie dritte Planetenradsatz  
(16, 18, 20) coaxial zueinander in der angegebenen  
30    Reihenfolge angeordnet sind, um eine Kraft von dem  
genannten, mit dem erwähnten ersten Planetenradsatz  
(16) verbundenen Antriebselement (14) auf das genann-  
te, mit dem Planetenradträger (20c) des erwähnten drit-  
ten Planetenradsatzes (20) verbundene Abtriebselement  
35    (22) mit einem ausgewählten Übersetzungsverhältnis aus  
unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen ins Lang-  
same zu übertragen, in welchem das besagte erste

- 1        sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) untereinander und  
der besagte erste Planetenradträger (16c) sowie das  
besagte zweite Innenzahnrad (18r) untereinander ver-  
bunden sind; dadurch gekennzeichnet, daß:
- 5        - das besagte erste sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s)  
miteinander entweder durch Kopplungseinrichtungen,  
die das besagte erste sowie zweite Sonnenrad fest zu-  
sammenhalten, oder durch eine Kupplungsvorrichtung  
(K2), durch welche das besagte erste sowie zweite  
10        Sonnenrad untereinander kuppelbar sind, verbunden sind;  
- der erwähnte erste Planetenradträger (16c) sowie das  
genannte zweite Innenzahnrad (18r) miteinander entwe-  
der durch Kopplungseinrichtungen, die den erwähnten  
ersten Planetenradträger sowie das genannte zweite  
15        Innenzahnrad fest zusammenhalten, oder durch eine  
Kupplungsvorrichtung (K2), durch welche der erwähn-  
te erste Planetenradträger sowie das genannte zweite  
Innenzahnrad untereinander kuppelbar sind, verbunden  
sind;
- 20        - das genannte erste sowie dritte Innenzahnrad (16r,  
20r) miteinander entweder durch Kopplungseinrichtungen,  
die das genannte erste sowie dritte Innenzahnrad fest  
zusammenhalten, oder durch eine Kupplungsvorrichtung,  
durch welche das genannte erste sowie dritte Innen-  
25        zahnrad untereinander kuppelbar sind, verbunden sind;  
und  
- der erwähnte zweite sowie dritte Planetenradträger  
(18c, 20c) miteinander entweder durch Kopplungsein-  
richtungen, die den erwähnten zweiten sowie dritten  
30        Planetenradträger fest zusammenhalten, oder durch  
eine Kupplungsvorrichtung (K2), durch welche der  
erwähnte zweite sowie dritte Planetenradträger unterein-  
ander kuppelbar sind, verbunden sind.
- 35        2. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der erwähnte zweite sowie dritte Plane-  
tenradträger (18c, 20c) durch eine Kupplungsvorrich-  
tung (K2) untereinander kuppelbar sind.

- 1 3. Planetengetriebe nach Anspruch 2, in welchem das besagte erste sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 5
4. Planetengetriebe nach Anspruch 2, in welchem der erwähnte erste Planetenradträger (16c) und das genannte zweite Innenzahnrad (18r) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 10
5. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das genannte erste und dritte Innenzahnrad (16r, 20r) untereinander für eine Drehung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 15
6. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K3; K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) enthalten, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus den besagten drei Kupplungen sowie den besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 20
- 25
7. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus den besagten vier Kupplungen und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 30
- 35

- 1 8. Planetengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß zwei Kupplungen (K2, K3), die eine Kupp-  
lung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) ein-  
5 schließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3)  
vorgesehen sind, wobei jedes der besagten unterschied-  
lichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame durch  
gleichzeitiges Anziehen von zwei aus den besagten  
zwei Kupplungen und besagten drei Bremsen ausgewählten  
Elementen geschaffen wird.
- 10 9. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß das besagte erste und zweite Sonnenrad  
(16s, 18s) miteinander durch eine Kupplungsvorrichtung  
(K2) kuppelbar sind.
- 15 10. Planetengetriebe nach Anspruch 9, in welchem der er-  
wähnte erste Planetenradträger (16c) und das genannte  
zweite Innenzahnrad (18r) untereinander für eine Dre-  
hung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 20 11. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß das genannte erste und dritte Innenzahn-  
rad (16r, 20r) untereinander für eine Drehung als eine  
Einheit fest zusammengehalten sind.
- 25 12. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der erwähnte zweite und dritte Planeten-  
radträger (18c, 20c) untereinander für eine Drehung  
als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
- 30 13. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K3; K2, K3,  
K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvor-  
richtung (K2) enthalten, in Kombination mit drei  
35 Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der  
besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse  
ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei

- 1 aus den besagten drei Kupplungen sowie den besagten  
drei Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
14. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-  
5 zeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4) in  
Kombination mit drei Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen  
sind, wobei jedes der besagten unterschiedlichen Über-  
setzungsverhältnisse ins Langsame durch gleichzeitiges  
10 Anziehen von drei aus den besagten vier Kupplungen  
und besagten drei Bremsen ausgewählten Elementen ge-  
schaffen wird.
15. Planetengetriebe nach Anspruch 9, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß zwei Kupplungen (K2, K3), die eine Kupp-  
15 lung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2) ein-  
schließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1, B2,  
B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten un-  
terschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame  
durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus den besag-  
20 ten zwei Kupplungen und besagten drei Bremsen aus-  
gewählten Elementen geschaffen wird.
16. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der erwähnte erste Planetenradträger  
25 (16c) und das genannte zweite Innenzahnrad (18r) mit-  
einander durch eine Kupplungsvorrichtung (K2) kuppel-  
bar sind.
17. Planetengetriebe nach Anspruch 16, in welchem das be-  
30 sagte erste sowie zweite Sonnenrad (16s, 18s) unter-  
einander für eine Drehung als eine Einheit fest zu-  
sammengehalten sind.
18. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-  
35 zeichnet, daß das genannte erste und dritte Innenzahn-  
rad (16r, 20r) untereinander für eine Drehung als eine  
Einheit fest zusammengehalten sind.

- 1 19. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der erwähnte zweite und dritte Plane-  
tenradträger (18c, 20c) untereinander für eine Dre-  
5 hung als eine Einheit fest zusammengehalten sind.
20. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß drei Kupplungen (K1, K2, K3; K2, K3,  
K4), die eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvor-  
richtung (K2) enthalten, in Kombination mit drei  
10 Bremsen (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der  
besagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins  
Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei aus  
den besagten drei Kupplungen sowie den besagten drei  
Bremsen ausgebildeten Elementen geschaffen wird.
- 15 21. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4), die  
eine Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung  
(K2) einschließen, in Kombination mit drei Bremsen  
20 (B1, B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der be-  
sagten unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse  
ins Langsame durch gleichzeitiges Anziehen von drei  
aus den besagten vier Kupplungen und besagten drei  
Bremsen ausgewählten Elementen geschaffen wird.
- 25 22. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß zwei Kupplungen (K2, K3), die eine  
Kupplung als die erwähnte Kupplungsvorrichtung (K2)  
einschließen, in Kombination mit drei Bremsen (B1,  
30 B2, B3) vorgesehen sind, wobei jedes der besagten  
unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ins Lang-  
same durch gleichzeitiges Anziehen von zwei aus den  
besagten zwei Kupplungen und besagten drei Bremsen  
ausgewählten Elementen geschaffen wird.

- 1 23. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der erwähnte erste, zweite sowie drit-  
te Planetenradsatz (16, 18, 20) zusammenwirken, um  
5 sechs Vorwärts-Antriebsstellungen und eine Rückwärts-  
Antriebsstellung, die die besagten unterschiedlichen  
Übersetzungsverhältnisse ins Langsame haben, zu  
schaffen.
- 10 24. Planetengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der erwähnte erste, zweite und dritte  
Planetenradsatz (16, 18, 20) zusammenwirken, um sechs  
Vorwärts-Antriebsstellungen und zwei Rückwärts-An-  
triebsstellungen, die die besagten unterschiedli-  
15 chen Übersetzungsverhältnisse ins Langsame haben,  
zu schaffen.

20

25

30

35

1/12

FIG. 1 (a)

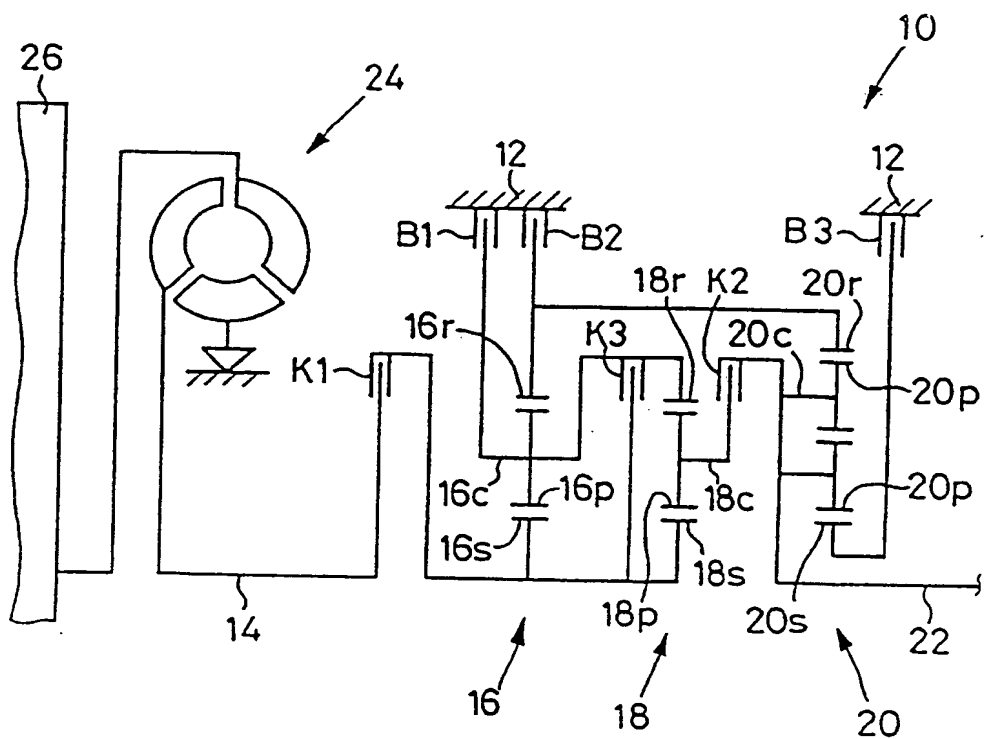


FIG. 1 (b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3	Übersetzungsverhältnis ins Langsame ( $\rho_1=0.355$ , $\rho_2=0.395$ , $\rho_3=0.278$ )	
1. Gang	○	○		○			$(1+\rho_2)/\rho_2$	3.5 3 2
2. Gang	○	○			○		$(1+\rho_1)(1+\rho_2)/(\rho_1+\rho_2+\rho_1\rho_2)$	2.1 2 3
3. Gang	○	○				○	$\{(\rho_1+\rho_2+\rho_1\rho_2)+\rho_3\}/(\rho_1+\rho_2+\rho_1\rho_2)$	1.3 1 2
4. Gang	○	○	○				1	1.0 0 0
5. Gang	○		○			○	$1-\rho_3$	0.7 2 2
Rückwärts	○			○		○	$-(1-\rho_3)/\rho_1$	- 2.0 3 4

**FIG. 2(a)**

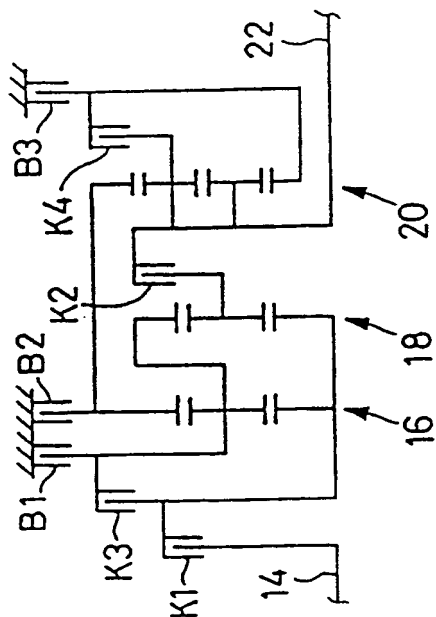


FIG. 2(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	○	○			○		
2. Gang	○	○				○	
3. Gang	○	○					○
4. Gang	○	○	○				
5. Gang	○		○				○
Rückwärts	○				○		○
Rückwärts	○			○	○		

FIG. 3(a)

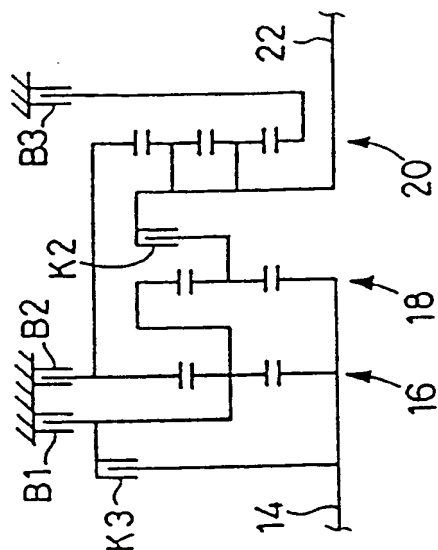


FIG. 3(b)

	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	○		○		
2. Gang	○			○	
3. Gang	○				○
4. Gang	○	○			
5. Gang		○			○
Rückwärts			○		○

FIG. 5(a)

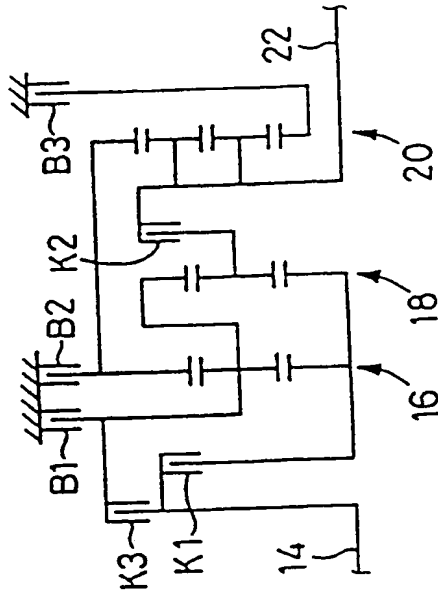


FIG. 5(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	○	○	○	○		
2. Gang	○	○	○		○	
3. Gang	○	○	○			○
4. Gang	○	○	○			
5. Gang		○	○			○
Rückwärts	○			○		○

FIG. 4(a)

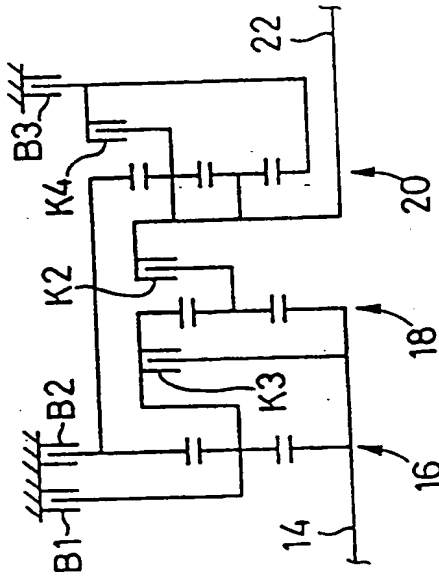


FIG. 4(b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	○			○		
2. Gang	○				○	
3. Gang	○					○
4. Gang	○	○				
5. Gang		○				○
Rückwärts				○		○
Rückwärts			○	○		

FIG. 7(a)

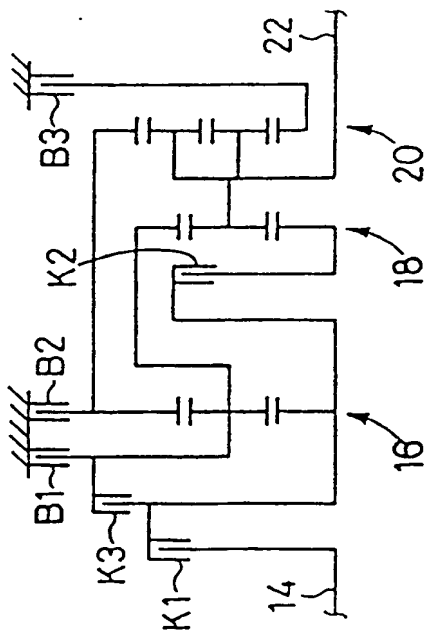


FIG. 7(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	○	○		○		
2. Gang	○	○			○	
3. Gang	○	○				○
4. Gang	○	○	○			
5. Gang	○		○			○
Rückwärts	○			○		○

FIG. 8(a)

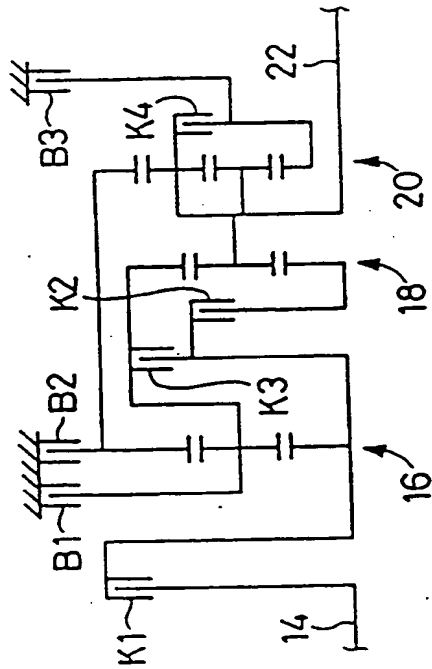


FIG. 8(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O	O			O		
2. Gang	O	O				O	
3. Gang	O	O	O				O
4. Gang	O	O	O	O			
5. Gang	O	O	O	O			O
Rückwärts	O					O	O
Rückwärts	O			O	O		

FIG. 9(a)

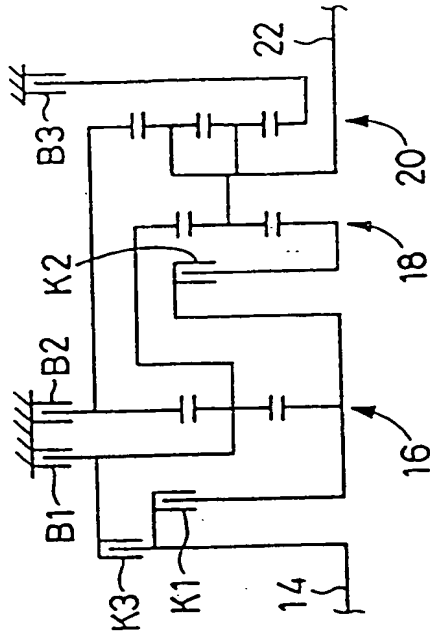


FIG. 9(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O			O	
3. Gang	O	O	O			O
4. Gang	O	O	O	O		
5. Gang		O	O	O		O
Rückwärts	O			O	O	O

**FIG. 10(a)**

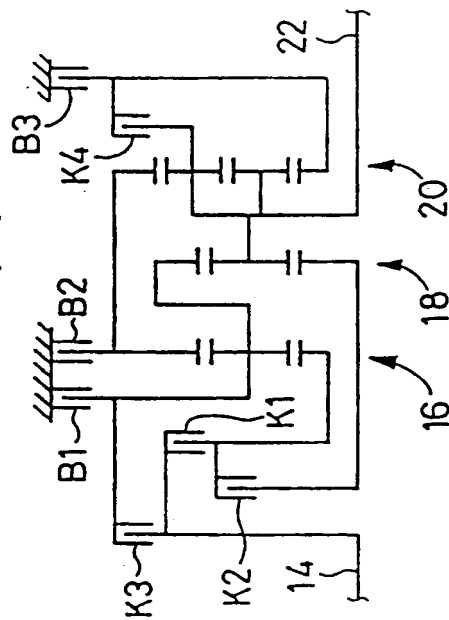


FIG. 10(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	○	○			○		
2. Gang	○	○				○	
3. Gang	○	○					○
4. Gang	○	○	○				
5. Gang		○	○				○
Rückwärts	○				○		○
Rückwärts	○			○	○		

FIG. 11(a)

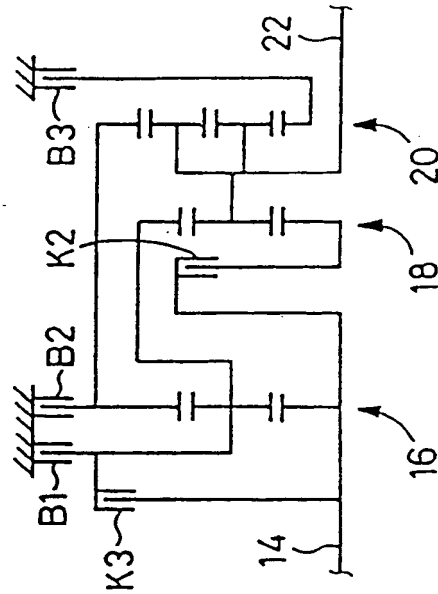


FIG. 11(b)

	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	○		○		
2. Gang	○			○	
3. Gang	○				○
4. Gang	○	○			
5. Gang		○			○
Rückwärts			○		○

FIG. 13(a)

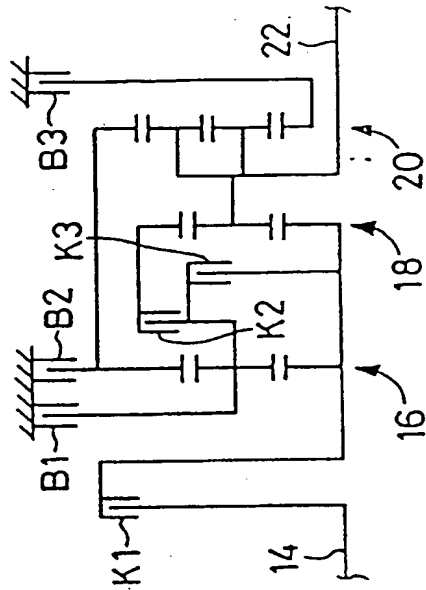


FIG. 13(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O			O	
3. Gang	O	O				O
4. Gang	O	O	O			
5. Gang	O		O			O
Rückwärts	O			O		O

FIG. 12(a)

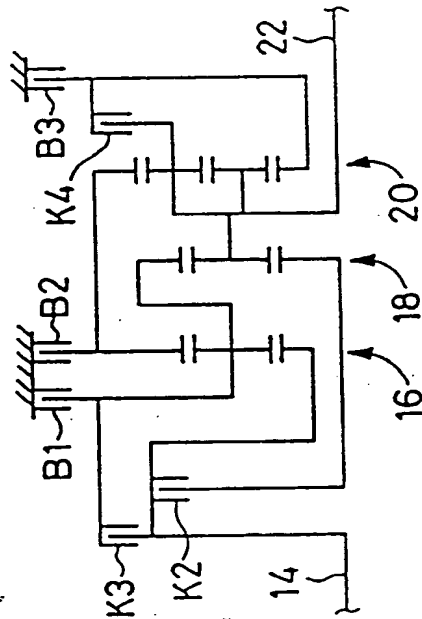


FIG. 12(b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O			O		
2. Gang	O				O	
3. Gang	O					O
4. Gang	O	O				
5. Gang		O				O
Rückwärts				O		O
Rückwärts			O	O		

FIG. 14(a)

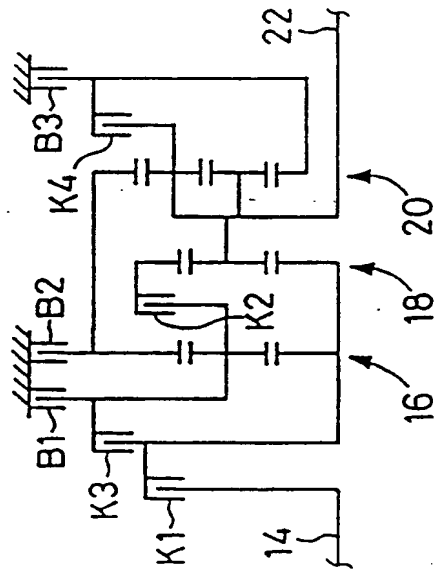


FIG. 14(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O	O			O		
2. Gang	O	O				O	
3. Gang	O	O					O
4. Gang	O	O	O				
5. Gang	O		O				O
Rückwärts	O				O		O
Rückwärts	O			O	O		

FIG. 15(a)

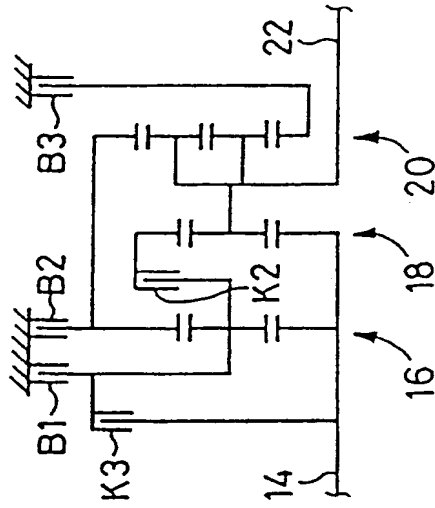


FIG. 15(b)

	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O		O		
2. Gang	O			O	
3. Gang	O				O
4. Gang	O	O			
5. Gang		O			O
Rückwärts			O		O

FIG. 16(a)

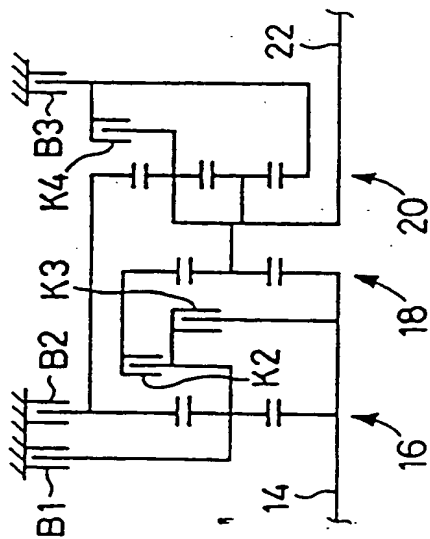


FIG. 16(b)

	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	O			O		
2. Gang	O				O	
3. Gang	O					O
4. Gang	O	O				
5. Gang		O				O
Rückwärts				O		O
Rückwärts			O	O		

FIG. 17(a)

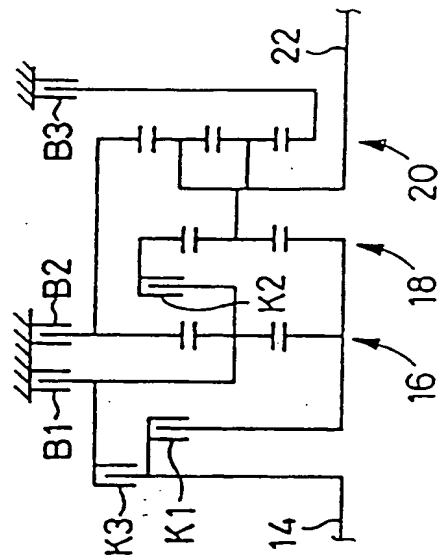


FIG. 17(b)

	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1. Gang	O	O		O		
2. Gang	O	O			O	
3. Gang	O	O				O
4. Gang	O	O	O			
5. Gang		O	O			O
Rückwärts	O			O		O

FIG. 18(a)

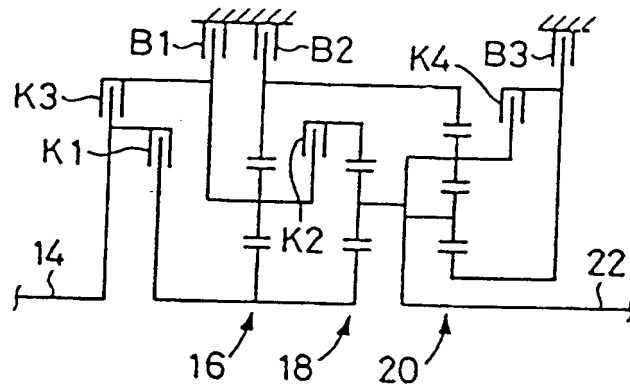


FIG. 18(b)

	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1. Gang	○	○			○		
2. Gang	○	○				○	
3. Gang	○	○					○
4. Gang	○	○	○				
5. Gang		○	○				○
Rückwärts	○				○		○
Rückwärts	○			○	○		

FIG. 19

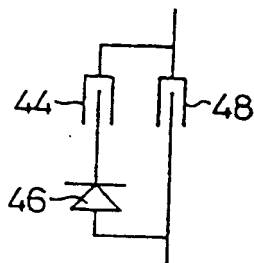


FIG. 20

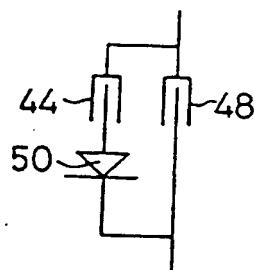


FIG. 21

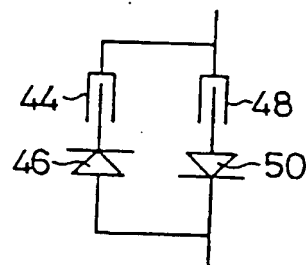


FIG.22

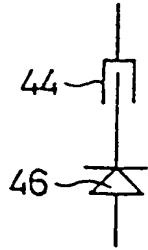


FIG.23

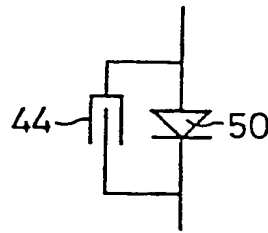


FIG.24

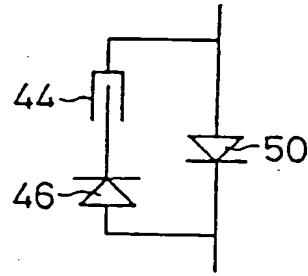


FIG.25

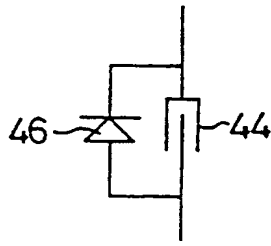


FIG.26

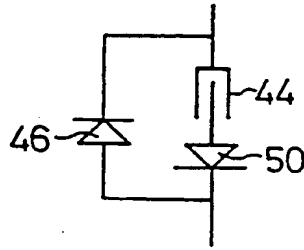


FIG.27

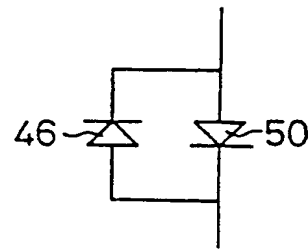


FIG.28

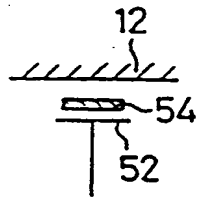
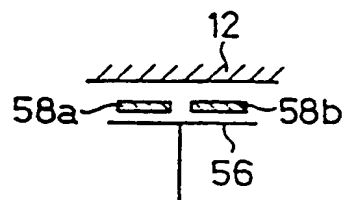


FIG.29



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**